

POWER DISTRIBUTION CONTROLLER FOR FOUR WHEEL DRIVE VEHICLE

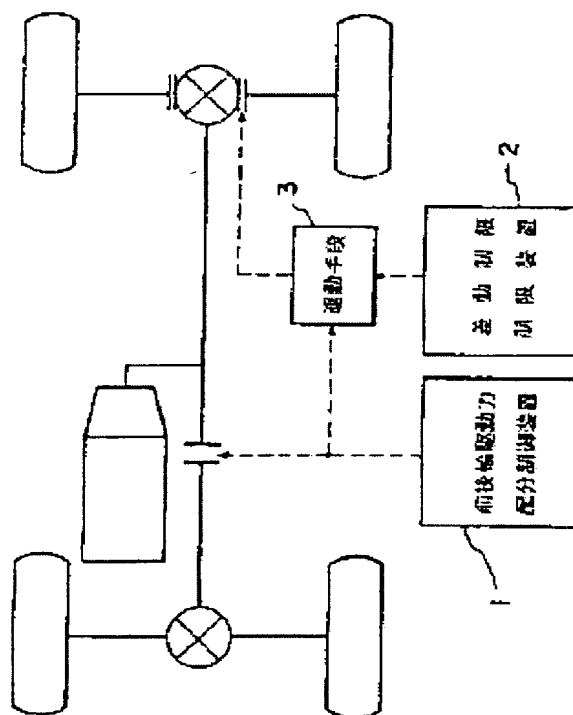
Publication number: JP62292529
Publication date: 1987-12-19
Inventor: TORII SHUJI
Applicant: NISSAN MOTOR
Classification:
- international: B60K17/348; B60K17/348; (IPC1-7): B60K17/348
- european:
Application number: JP19860135471 19860611
Priority number(s): JP19860135471 19860611

Report a data error here

Abstract of JP62292529

PURPOSE: To aim at improvement in stack escapability as well as improvement in accelerability at a low friction factor passage, by installing a device which interlocks the clutch clamping force control actuation of a differential limiting controller with the clutch clamping force control actuation of an all wheel driving force distribution controller.

CONSTITUTION: An all wheel driving force distribution controller 1 makes clutch clamping force variable according to driving conditions of a vehicle, and clutch clamping force control actuation of this controller 1 and another clutch clamping force control actuation of a differential limiting controller are interlocked with each other via an interlocking device 3. This clutch clamping force of the differential limiting controller 2 is given as the value conformed to the clutch clamping force of the all wheel driving force distribution controller 1. With this constitution, when it comes to driving force distribution at the 4WD side, differential limiting actuation is also performed by the interlocking device 3, increasing driving force at the low speed side of left and right wheels. Therefore, stack escapability and accelerability at a low friction factor passage are all improved.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

⑫ 公開特許公報(A)

昭62-292529

⑮ Int.Cl.⁴
B 60 K 17/348識別記号 庁内整理番号
B-7721-3D

⑬ 公開 昭和62年(1987)12月19日

審査請求 未請求 発明の数 1 (全10頁)

⑭ 発明の名称 四輪駆動車用駆動力配分制御装置

⑯ 特 願 昭61-135471

⑰ 出 願 昭61(1986)6月11日

⑱ 発 明 者 鳥 居 修 司 横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内
⑲ 出 願 人 日産自動車株式会社 横浜市神奈川区宝町2番地
⑳ 代 理 人 弁理士 平田 義則 外1名

明 細 書

1. 発明の名称

四輪駆動車用駆動力配分制御装置

2. 特許請求の範囲

1) 車両の走行状況に応じてクラッチ締結力を可変とし、前後輪への駆動力配分を制御する前後輪駆動力配分制御装置と、

車両の走行状況に応じてクラッチ締結力を可変とし、左右輪への駆動力配分を制御する差動制限制御装置とを備え、

前記差動制限制御装置のクラッチ締結力制御作動を、前記前後輪駆動力配分制御装置のクラッチ締結力制御作動と連動させる連動手段を有し、前記差動制限制御装置のクラッチ締結力を前記前後輪駆動力配分制御装置のクラッチ締結力に応じた値として付与することを特徴とする四輪駆動車用駆動力配分制御装置。

2) 前記左右輪の差動制限制御装置のクラッチ締結力制御特性の感度は、前後輪駆動力配分制御装置のクラッチ締結力制御特性の感度より鈍く設定

したことを特徴とする特許請求の範囲第1項記載の四輪駆動車用駆動力配分制御装置。

3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

本発明は、外部からのクラッチ締結力制御により前後輪と左右輪の両駆動力配分制御装置を制御する四輪駆動車用駆動力配分制御装置に関する。

(従来技術)

従来技術の四輪駆動車用駆動力配分制御装置としては、例えば特開昭61-67632号公報に記載されている装置が知られている。

この従来装置は、スタック脱出等を目的としたもので、車両のドライブシャフトに連結したクラッチを接合させて前輪と後輪とを連結することにより、当該車両の駆動方式を2輪駆動から4輪駆動に切換える駆動方式切換装置において、前記前輪及び後輪に取付けてそれぞれ前輪及び後輪の回転数を常時検出する回転数センサと、常時駆動される側の車輪の左右各輪の回転数を常時検出する他の回転数センサとを有し、これらの回転数セ

ンサによって得られた値より、前輪及び後輪の回転数差が所定値よりも大の場合には、先ず車両を4輪駆動に切換え、次に、常時駆動される側の車輪の左右輪回転数差を基準値と比較し、該左右輪間にすべりが生じていると判断した場合には、差動制限機構を作動させ該左右輪のすべりによる差動も阻止するものである。

(発明が解決しようとする問題点)

しかしながら、このような従来の四輪駆動車用駆動力配分制御装置は、駆動輪がスタック(2輪駆動状態で駆動輪の一方が空転すると他方の車輪が静止し、車両が動かなくなる現象)した場合に、2輪駆動状態から4輪駆動状態に切り換えると共に常時駆動される側の車輪の左右輪にすべりが生じている場合には該左右輪の差動も制限してスタック脱出性の向上を図ろうとするものであるが、上記両制御はそれぞれ各回転数センサからの信号により互いが制御されるものであったために、以下に列挙するような問題点があった。

① 必ず4個の回転数センサを要しコストが高くなる。

② 前後輪間にすべりが生じる様な路面では、常時駆動する左右輪間にもすべりが発生する可能性が高いにもかかわらず、左右の回転数差が生じた事を検出してから、初めて差動制限機構を作動開始する為、無駄な左右輪間のすべりを未然に防ぐことができない。

③ 前後輪、左右輪間のすべりを阻止する手段がON-OFF的に切換えられるものである為、切換ショックや車両のステア特性の急変化を招くものである。

(問題点を解決するための手段)

本発明は、上述のような問題点を解決することを目的としてなされたもので、この目的達成のために本発明では、以下に述べるような解決手段とした。

本発明の解決手段を、第1図に示すクレーム概念図により説明すると、車両の走行状況に応じてクラッチ締結力を可変とし、前後輪への駆動力配分を制御する前後輪駆動力配分制御装置1と、車

④ 必ず4個の回転数センサを要しコストが高くなる。

⑤ 前後輪駆動力配分制御装置のクラッチ解放により2輪駆動側の駆動力配分の時には、連動手段により差動制限作動もないため、左右輪の差動による円滑な旋回走行ができる。

さらに、左右輪の差動制限制御装置のクラッチ締結力制御特性の感度を、前後輪駆動力配分制御装置のクラッチ締結力制御特性の感度より鈍く設定した場合には、左右輪の差動装置が急にロック側に制御されることがなく、車両のステア特性の急変を防止することができる。

(実施例)

以下、本発明の実施例を図面により詳述する。尚、この実施例を述べるにあたって、後輪駆動をベースにし、リヤディファレンシャル装置に差動制限クラッチが設けられている四輪駆動車用駆動力配分制御装置を例にとる。

まず、実施例の構成を説明する。

第1実施例の駆動力配分制御装置A1が適用される四輪駆動車の駆動系は、第2図に示すように、エンジン10、トランスミッション11、

(作 用)

本発明の四輪駆動車用駆動力配分制御装置では、上述のような手段としたことで、スタック時や低摩擦係数路走行時等で、前後輪駆動力配分制御装置のクラッチ締結作動により4輪駆動側の駆動力配分となる時には、連動手段により差動制限作動もなされて、左右輪のうち低回転側の駆動力を増大させる差動制限トルクが発生する。

従って、スタック脱出性の向上、低摩擦係数路での加速性・登坂性等の向上を図ることができる。

また、アスファルト乾燥路等での通常走行時

ミッション出力軸12、トランスファ装置13、リヤプロペラシャフト14、リヤディファレンシャル装置15、リヤドライブシャフト16、17、後輪18、19、フロントプロペラシャフト20、フロントディファレンシャル装置21、フロントドライブシャフト22、23、前輪24、25を備えている。

前記トランスファ装置13には、クラッチ締結力に応じて前輪24、25側へエンジン駆動力を配分する湿式多板クラッチ構造のトランスファクラッチ30と、前輪24、25側への駆動力伝達手段としてのギヤトレーン31と、がトランスファケース32の内部に設けられていて、前記トランスファクラッチ30はクラッチピストン33への外部からのクラッチ油圧Pによりクラッチ締結力が付与される。

尚、トランスファ装置13への入力軸であるミッション出力軸12には、出力軸の一方であるリヤプロペラシャフト14が同軸直結状態で設けられ、出力軸の他方であるフロントプロペラシャフ

ト20がトランスファクラッチ30及びギヤトレーン31を介して設けられている。

前記リヤディファレンシャル装置15には、左右の後輪18、19に差動を許しながらエンジン駆動力を配分するディファレンシャルギヤ40と、該ディファレンシャルギヤ40への駆動入力部と駆動出力部との間に設けられ、クラッチ締結力に応じて左右後輪18、19の差動を制限する湿式多板クラッチ構造の差動制限クラッチ41と、がディファレンシャルケース42の内部に設けられていて、前記差動制限クラッチ41はクラッチピストン43への外部からのクラッチ油圧P'によりクラッチ締結力が付与される。

尚、前記フロントディファレンシャル装置21としては、ディファレンシャルケース45内にディファレンシャルギヤ40のみが納められた通常の差動装置が用いられている。

次に、第1実施例の駆動力配分制御装置A1は、第2図及び第3図に示すように、前記トランスファクラッチ30と差動制限クラッチ41を締

結させるための油圧力を発生させる外部装置としての油圧発生装置50と、この油圧発生装置50からの油圧を所定のクラッチ油圧P、P'に制御する油圧制御装置60とを備えている。

尚、第1実施例では、トランスファクラッチ圧油路53から差動制限クラッチ圧油路54を分岐させ、同じ圧力レベルのクラッチ油圧P、P'をトランスファクラッチ30と差動制限クラッチ41に作用させることで、前後輪駆動力配分制御と左右後輪差動制限制御とに連動関係をもたせている。ただし、差動制限クラッチ41側のクラッチ油圧P'は、トランスファクラッチ30側のクラッチ油圧Pに比較して、オリフィス70aを有する遅延回路70によって、油圧の立上りが時間的に遅れが出るようにしている。

前記油圧発生装置50は、オイルポンプ51、ポンプ圧油路52、トランスファクラッチ圧油路53、差動制限クラッチ圧油路54、分岐ドレーン油路55、リザーブタンク56、吸込油路57を備えている。

前記油圧制御装置60は、検知手段として左前輪回転センサ61、右前輪回転センサ62、後輪回転センサ63を備え、制御回路としてコントロールユニット64を備え、制御アクチュエータとして、前記分岐ドレーン油路55の途中に設けられ、チェック油路65aからの油圧力とバルブソレノイド65bによる電磁力とで開閉作動する電磁比例減圧弁65が設けられている。

左前輪回転センサ61、右前輪回転センサ62、後輪回転センサ63は、それぞれフロントドライブシャフト22、23とリヤプロペラシャフト14に固定されるセンサロータに近接配置され、回転による磁束変化を正弦波電圧信号に代えるセンサ等が用いられ、これらの回転センサ61、62、63からは軸回転に応じた回転信号(nf1)、(nf2)、(nr)が出力される。

尚、これら回転センサ61、62、63としては、アンチスキッドブレーキ制御装置に用いられるセンサを共用してもよい。

前記コントロールユニット64は、車載のマイクロコンピュータを中心とし、インタフェースやRAMやROMやCPU等の内部回路を有する制御回路が用いられ、制御内容としては、前記回転センサ61、62、63からの信号を入力情報とし、前後輪の回転速度差 ΔN が大きくなるに従ってクラッチ油圧 P 、 P' を高め、駆動力配分を4輪駆動側に近づけると共に、左右後輪18、19に差動制限トルクを発生させるようにしている。尚、前記コントロールユニット64の記憶回路には、第3図に示すように、前後輪の回転速度差 ΔN と指令電流値 i^* との制御特性マップMが表(テーブル)の形で予め記憶設定されているし、また、コントロールユニット64には、左前輪回転速度 N_{f1} と右前輪回転速度 N_{f2} から前輪回転速度 N_f を演算する演算回路641や、前後輪の回転速度差 $\Delta N (= N_r - N_f)$ を演算する演算回路642や、指令電流値 i^* を制御電流値 i まで増幅する増幅器643を備えている。

前記電磁比例減圧弁65は、前記コントロール

る。

次に、第1実施例の作用を説明する。

まず、駆動力配分制御作動の流れを、第4図に示すフローチャート図により述べる。

駆動力配分制御作動はイグニッションスイッチからのON信号により開始され、ステップ100→ステップ101→ステップ102→ステップ103→ステップ104→ステップ105へと進む流れが制御起動時間毎に行なわれる。

ステップ100は、左前輪回転速度 N_{f1} と右前輪回転速度 N_{f2} の読み込みステップである。

ステップ101は、前記左右前輪回転速度 N_{f1} 、 N_{f2} とファイナルギヤ比 i_F とから前輪回転速度 N_f を演算する演算ステップである。尚、演算式は、
$$N_f = \frac{i_F}{2} \cdot (N_{f1} + N_{f2})$$
である。

ステップ102は、後輪回転速度 N_r の読み込みステップである。

ステップ103は、前記前輪回転速度 N_f と後輪回転速度 N_r から前後輪の回転速度差 ΔN を演

算する演算ステップである。尚、演算式は、 $\Delta N = N_r - N_f$ である。ステップ104は、前後輪の回転速度差 ΔN と制御特性マップMとから指令電流値 i^* をテーブルルックアップするステップである。ステップ105は、指令電流値 i^* を所定の制御電流値 i に増幅した上で、制御電流信号(i)を電磁比例減圧弁65に出力する出力ステップで、第5図に示すように、制御電流値 i の大きさに応じたクラッチ油圧 P が得られる。

ここで、クラッチ油圧 P 、 P' の立上り特性を第6図により述べると、制御電流値 $i=0$ から所定の制御電流値 i を流すと、トランスファクラッチ30側のクラッチ油圧 P は実線で示すような油圧立上り特性を示し、目標のクラッチ油圧 P に達する。これに対し、差動制限クラッチ41側のクラッチ油圧 P' は一点鎖線で示すように、オリフィス70aを経過することで、時間と方向に遅れを生じ、クラッチ油圧 P 、 P' の関係が $P \geq P'$ となり、かつ、クラッチ油圧 P に比べ、ク

ラッチ41への作動油供給時の流量制限作用でクラッチ油圧 P' の立上り特性を時間的に遅らせ、また、オリフィスバイパス油路70b及びチェックバルブ70cにより、差動制限クラッチ41からの油抜きをトランスファクラッチ30と同じタイミングで時間的な遅れが出ないようにしてい

る。

尚、演算式は、 $\Delta N = N_r - N_f$ である。

ステップ104は、前後輪の回転速度差 ΔN と制御特性マップMとから指令電流値 i^* をテーブルルックアップするステップである。

ステップ105は、指令電流値 i^* を所定の制御電流値 i に増幅した上で、制御電流信号(i)を電磁比例減圧弁65に出力する出力ステップで、第5図に示すように、制御電流値 i の大きさに応じたクラッチ油圧 P が得られる。

ここで、クラッチ油圧 P 、 P' の立上り特性を第6図により述べると、制御電流値 $i=0$ から所定の制御電流値 i を流すと、トランスファクラッチ30側のクラッチ油圧 P は実線で示すような油圧立上り特性を示し、目標のクラッチ油圧 P に達する。これに対し、差動制限クラッチ41側のクラッチ油圧 P' は一点鎖線で示すように、オリフィス70aを経過することで、時間と方向に遅れを生じ、クラッチ油圧 P 、 P' の関係が $P \geq P'$ となり、かつ、クラッチ油圧 P に比べ、ク

ラッチ油圧 P' が滑らかな油圧特性となる。
 ここで、クラッチ油圧 P' をクラッチ油圧 P に比べて立上り遅れをもつ滑らかな特性としたのは、リヤディファレンシャル装置 15 が急にロック側に制御された場合の車両のステア特性急変を防止する為である。(即応性を重視するとクラッチ油圧 P 、 P' が共に早く立上ることが望ましいが、クラッチ油圧 P' の場合は、特にステア特性に影響を与える要素が大きいため、徐々に立上る油圧特性となるようにしている。)

以上、説明してきたように第1実施例の駆動力配分制御装置 A1 にあっては、同じ制御内容に基づいて発生する制御油圧を両クラッチ油圧 P 、 P' として共用することで、トランスファクラッチ 30 と差動制限クラッチ 41 のクラッチ締結力作動を連動させるようにしているため、以下に列挙する効果が得られる。

① 駆動輪である後輪 18、19 のうち片輪が脱落したりして空転しスタック状態となった時には、前後輪に大きな回転速度差 ΔN が発生するこ

② トランスファクラッチ 30 と差動制限クラッチ 41 のクラッチ締結力制御は互いに連動関係にあるので、クラッチ油圧 P 、 P' の発生が無い時や非常に小さい時、すなわち後輪駆動状態の時には差動制限トルクの発生もないことになる。

従って、後輪駆動状態での旋回走行時に、左右後輪 18、19 に差動制限トルクが発生することなく、旋回性能、特に旋回初期に左右後輪 18、19 が差動制限されることにより曲がりにくいということが防止される。

さらに、第1実施例の駆動力配分制御装置 A1 にあっては、差動制限クラッチ圧油路 54 に遅延回路 70 を設けて、クラッチ油圧 P に対し、クラッチ油圧 P' の立上り感度を鈍らせるようにしているため、以下に述べる効果が得られる。

④ ステア特性に大きな影響を与える差動制限トルクの制御が、4輪駆動側への駆動力配分制御よりも少し遅れながらの追従関係となることで、車両挙動変化を引き起すステア特性の急変を防止できる。

とから、高いクラッチ油圧 P 、 P' がトランスファクラッチ 30 と差動制限クラッチ 41 に作用し、前輪 24、25 側へ駆動力が伝達されると共に、後輪 18、19 の空転も抑えられることになる。

従って、エンジン 10 からの駆動力が前後輪に伝達されると共に、空転による駆動ロスが抑えられて高いスタック脱出性を示す。

② 雨路や雪路等での低摩擦係数路での加速時や登坂時等であって、駆動輪である後輪 18、19 にスリップが発生した時には、トランスファクラッチ 30 と差動制限クラッチ 41 とに高いクラッチ油圧 P 、 P' が作用し、4輪駆動側に駆動力配分が変更されると共に、左右の後輪 18、19 に回転速度差が発生しなくても高い差動制限トルクが付与されることになる。

従って、低摩擦係数路での加速時や登坂時等では、4輪駆動状態でしかも左右の後輪 18、19 には等配分で駆動力が伝達されることになり、加速性能や登坂性能が高まる。

次に、第2実施例の駆動力配分制御装置 A2 について説明する。

この第2実施例装置 A2 は、第7図に示すように、コントロールユニット 64 への入力情報は第1実施例と同様であるが、制御特性マップとして前後輪駆動力配分制御特性マップ M1 と差動制限制御特性マップ M2 との2つのマップを設定され、油圧制御する制御アクチュエータも、第1電磁比例減圧弁 65 と第2電磁比例減圧弁 66 を備えている。

尚、両制御特性マップ M1、M2 は、第7図に示すように、前後輪の回転速度差 ΔN に対する指令電流値 i^* 、 i'^* が、 $i^* > i'^*$ となるように設定されていて、コントロールユニット 64 には2つの増幅器 643、644 が設けられている。

また、前記第2電磁比例減圧弁 67 は、オイルポンプ 51 を共用するように、分岐ポンプ圧路 58 の途中に設けられているが、別々のオイルポンプを用いてもよい。

従って、この第2実施例装置A2では、第8図に示すように、駆動力配分制御作動の流れは、トランスファクラッチ30のクラッチ締結力制御作動と、差動制限クラッチ41のクラッチ締結力制御作動(ステップ106→ステップ107)とに別れ、それぞれ、制御電流値信号(i),(i')が出力される。

そして、クラッチ油圧P、P'の立上り特性は、第9図に示すように、クラッチ油圧Pに比べてクラッチ油圧P'の方が、時間と方向に遅れると共に、油圧レベルも低圧となる特性を示す。

次に、第3実施例の駆動力配分制御装置A3について説明する。

この第3実施例装置A3は、第10図に示すように、コントロールユニット64は第1実施例と同様であるが、制御アクチュエータである第1電磁比例減圧弁65を経過したクラッチ油圧Pを一次圧とする第2電磁比例減圧弁67が設けられ、クラッチ油圧P'の圧力レベルをクラッチ油圧Pの圧力レベルよりも小さくするようにした例である。

また、クラッチ締結力の制御内容は、実施例の制御特性マップに示される内容に限られず、路面の摩擦係数等他の入力情報を付加したり、全く異なる入力情報により行なうものであってもよい。具体的にはアクセル開度より駆動力の付与状態を推定し、駆動輪の空転を防止すべく本案に示す制御を実施するものでよい。

(発明の効果)

以上説明してきたように、本発明の四輪駆動車用駆動力配分制御装置にあっては、差動制限制御装置のクラッチ締結力制御作動を、前記前後輪駆動力配分制御装置のクラッチ締結力制御作動と連動させる連動手段を有しているため、各輪のすべり状態の発生を検出するまでもなくクラッチ締結作動が連動して行なわれ、スタック脱出性の向上や低摩擦係数路での加速性及び登坂性等の向上を図ることができると共に、クラッチ解放も連動して行なわれるため、円滑な旋回走行を確保できるという効果が得られる。

各実施例は、上記共通効果に加えて、さらに、

る。

従って、第3実施例装置A3での、クラッチ油圧の立上り特性は、第11図に示すように、クラッチ油圧Pに対してクラッチ油圧P'の圧力レベルが低くなる特性を示す。

尚、第2実施例及び第3実施例の作用については、クラッチ油圧特性Pに対しクラッチ油圧P'の感度の鈍らせ方が異なるものの、第1実施例と作用的に同じとなる。

以上、本発明の実施例を図面により詳述してきたが、具体的な構成はこの実施例に限られるものではなく、本発明の要旨を逸脱しない範囲における設計変更等があっても本発明に含まれる。

例えば、実施例では後輪駆動ベースの四輪駆動車の例を示したが、前輪駆動ベースの四輪駆動車にも適用できるし、差動制限クラッチも前輪や前後輪に適用してもよい。

また、実施例ではクラッチ締結力を油圧により得る例を示したが、クラッチとして電磁クラッチを用い電磁力により得るようにしてもよい。

左右輪の差動制限制御装置のクラッチ締結力制御特性の感度は、前後輪駆動力配分制御装置のクラッチ締結力制御特性の感度より鈍く設定したため、ステア特性の急変を防止できるという効果が得られる。

また、クラッチの締結制御はON-OFF的ではなく連続的に行なわれるため、締結によるショックも低減できるという効果が得られる。

4.図面の簡単な説明

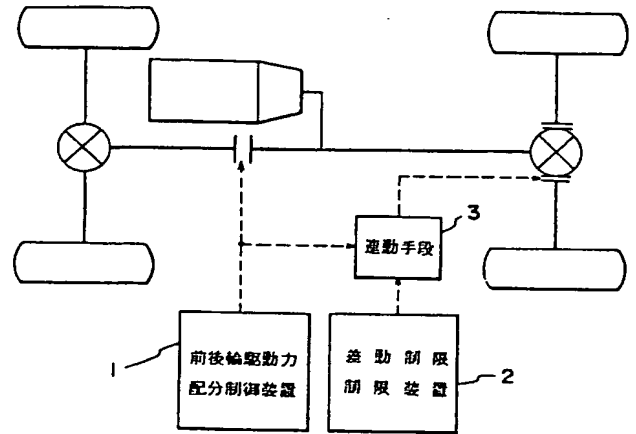
第1図は本発明の四輪駆動車用駆動力配分制御装置のクレーム概念図、第2図は第1実施例の駆動力配分制御装置を適用した四輪駆動車を示す図、第3図は第1実施例装置の制御系を示すブロック図、第4図は第1実施例装置のコントロールユニットでの駆動力配分制御作動の流れを示すフローチャート図、第5図は制御電流値に対するクラッチ油圧特性図、第6図は第1実施例装置のクラッチ油圧の立上り特性図、第7図は第2実施例装置の制御系を示すブロック図、第8図は第2実施例装置のコントロールユニットでの駆動力配

分制御作動の流れを示すフローチャート図、第9図は第2実施例装置のクラッチ油圧の立上り特性図、第10図は第3実施例装置の制御系を示すブロック図、第11図は第3実施例装置のクラッチ油圧立上り特性図である。

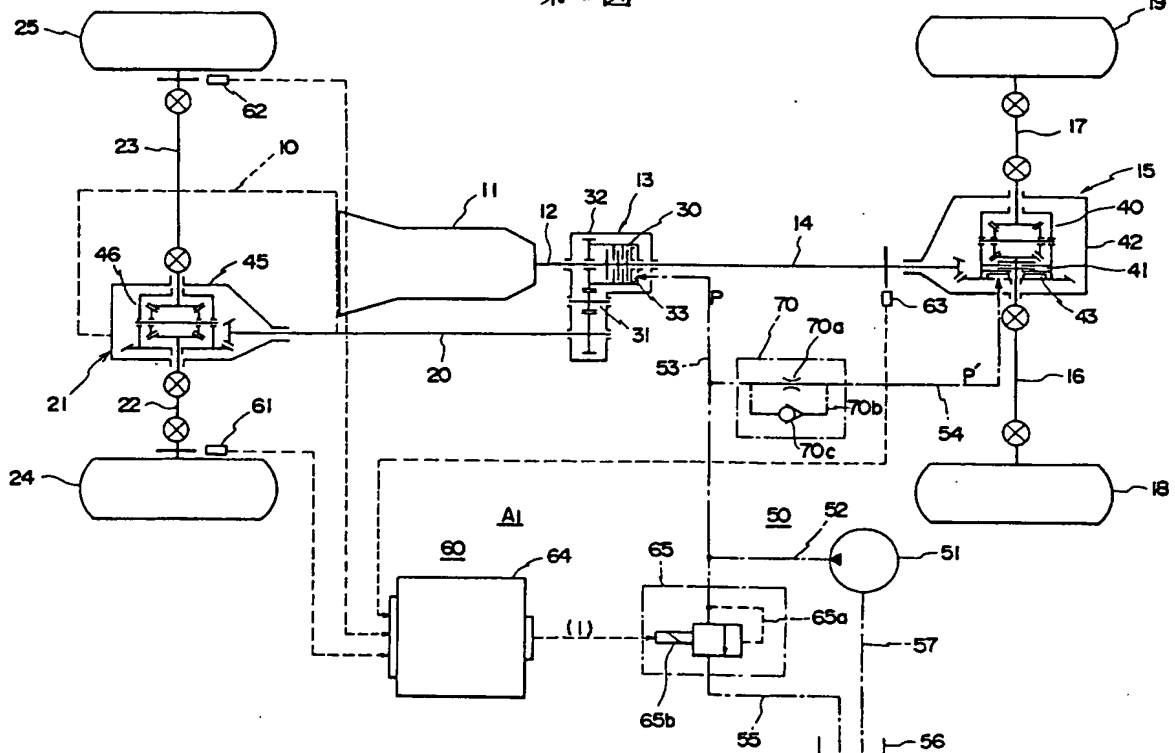
- 1 … 前後輪駆動力配分制御装置
- 2 … 差動制限制御装置
- 3 … 運動手段

特 許 出 願 人
日産自動車株式会社

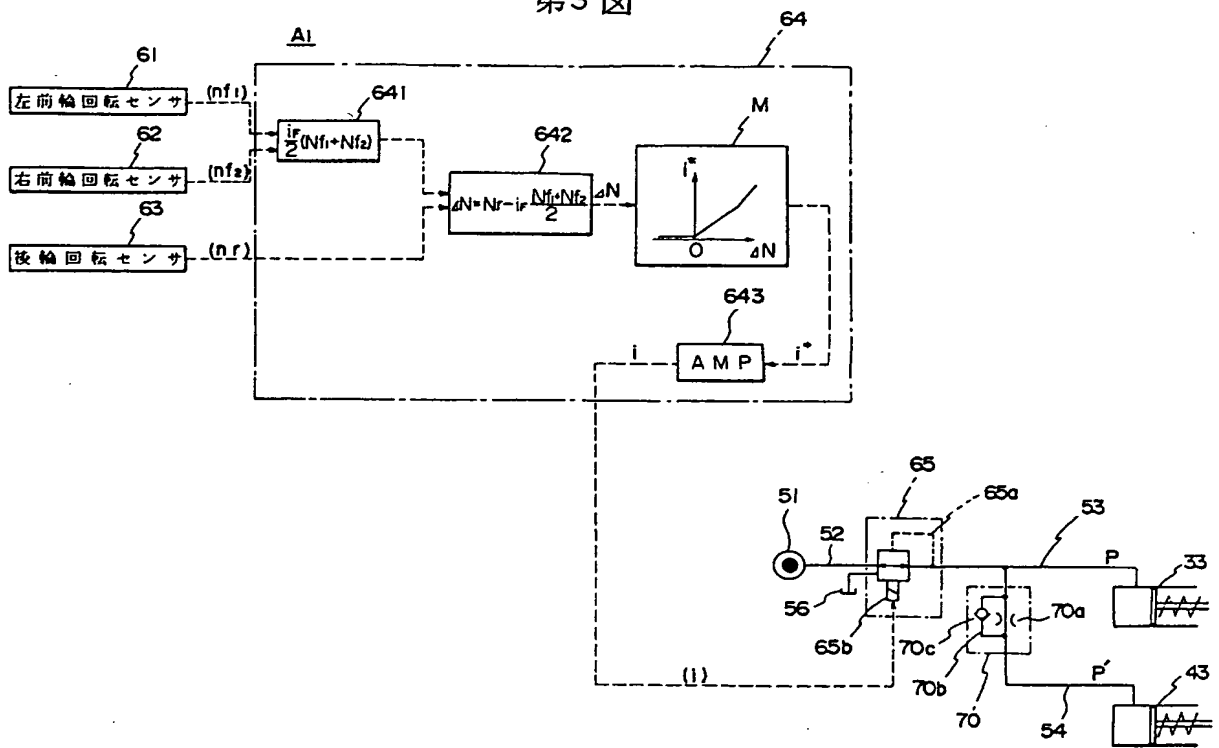
第1図



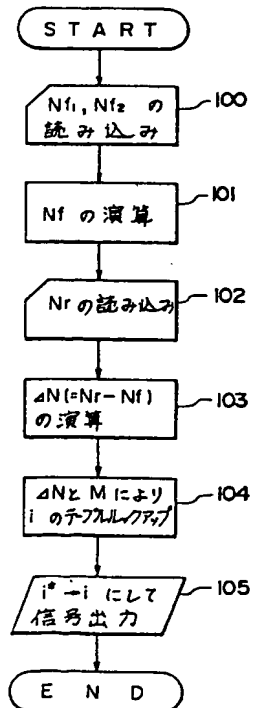
第2図



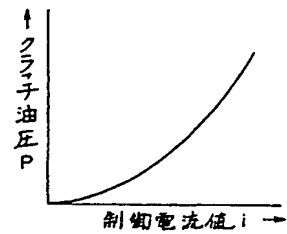
第3図



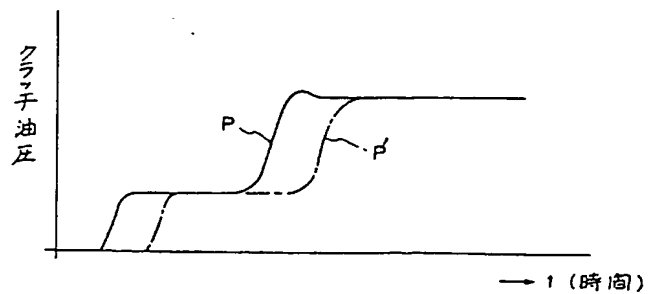
第4図



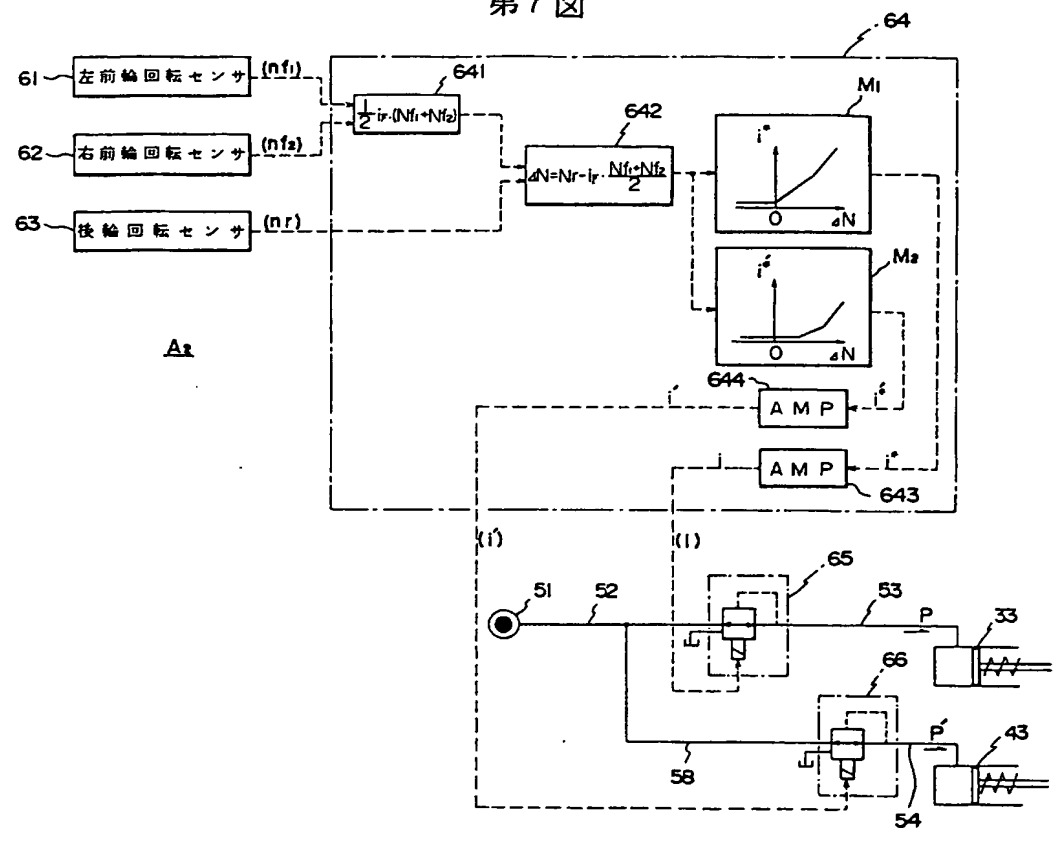
第5図



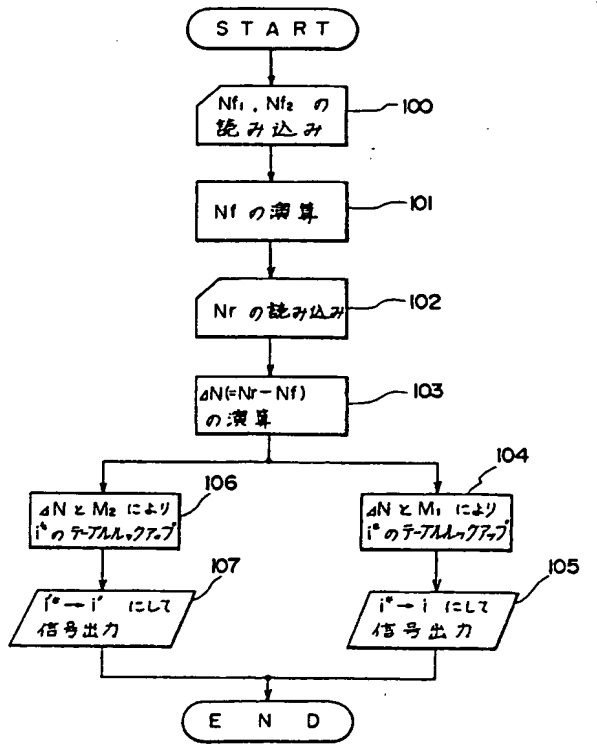
第6図



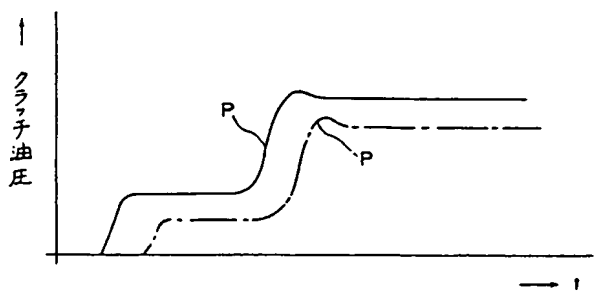
第7図



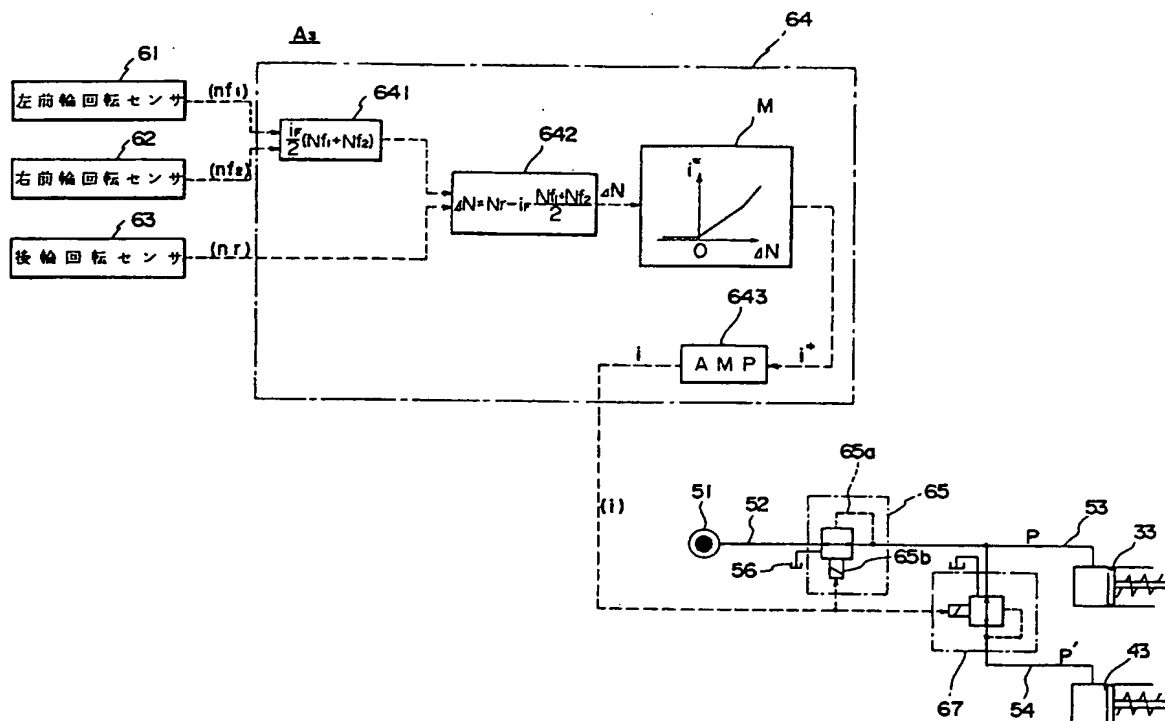
第8図



第9図



第10 図



第11 図

